

Toroidal continuously variable transmissionPatent Number: ■ EP1167819

Publication date: 2002-01-02

Inventor(s): CHIBA NOBUTAKA (JP); KANOU MAKOTO (JP); NANBU TOSHIKAZU (JP);
WATANABE JUN (JP); OSHIDARI TOSHIKAZU (JP)

Applicant(s): NISSAN MOTOR (JP)

Requested
Patent: ■ JP2002089644Application
Number: EP20010115841 20010628Priority Number
(s): JP20000196684 20000629; JP20000210078 20000711; JP20010062696 20010306IPC
Classification: F16H15/38EC Classification: F16H15/38Equivalents: ■ US2002002098, ■ US6527667Cited
Documents:

Abstract

A toroidal continuously variable transmission including input and output disks (1, 2) having a common first rotation axis (A) about which the disks (1, 2) are rotatable, and a power roller (3) swingably interposed between the disks (1, 2) and having a second rotation axis (B) intersecting the first rotation axis (A), about which the power roller (3) is rotatable. The input and output disks (1, 2) and the power roller (3) have traction surfaces (1a, 2a, 3a) cooperating with each other to transmit rotation therebetween. At least one of the input and output disks (1, 2) and the power roller (3) has a surface roughness on the traction surface (1a, 2a, 3a) thereof which varies in a direction of the rotation axis (A,

B) thereof.



Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2002-89644
(P2002-89644A)

(43) 公開日 平成14年3月27日 (2002.3.27)

(51) Int.Cl.⁷
F 1 6 H 15/38

識別記号

F I
F 1 6 H 15/38

テーマト* (参考)
3 J 0 5 1

審査請求 未請求 請求項の数16 O L (全 19 頁)

(21) 出願番号 特願2001-62696 (P2001-62696)
(22) 出願日 平成13年3月6日 (2001.3.6)
(31) 優先権主張番号 特願2000-196684 (P2000-196684)
(32) 優先日 平成12年6月29日 (2000.6.29)
(33) 優先権主張国 日本 (J P)
(31) 優先権主張番号 特願2000-210078 (P2000-210078)
(32) 優先日 平成12年7月11日 (2000.7.11)
(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000003997
日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(72) 発明者 忍足 俊一
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内
(72) 発明者 渡辺 純
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内
(74) 代理人 100102141
弁理士 的場 基憲

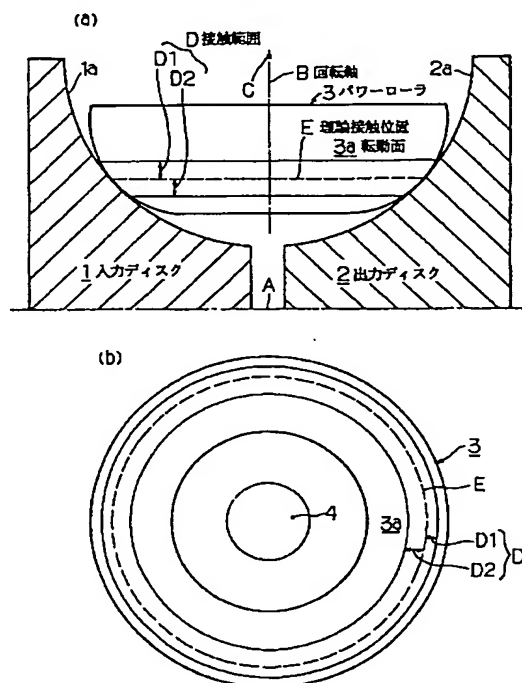
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

(57) 【要約】

【課題】 入力ディスクと出力ディスクの間にパワーローラを介装したトロイダル型無段変速機において、パワーローラの転動面が平滑である従来では、転動速度が速い運転条件下においてディスクとパワーローラとの間の油膜が過度に厚くなり、トラクション係数が低下するという問題点があった。

【解決手段】 ディスク1, 2およびパワーローラ3の少なくとも一方の転動面1a~3aの表面粗さを転動面の回転軸(A, B)方向に異ならせたトロイダル型無段変速機とし、周速面速くなる部分での油膜の増大を防止して、高いトラクション係数を維持し得るものとした。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力ディスクと出力ディスクの間に回転伝達用のパワーローラを傾動可能に介装したトロイダル型無段変速機において、ディスクおよびパワーローラの少なくとも一方の転動面の表面粗さを転動面の回転軸方向に異ならせたことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項2】 ディスクおよびパワーローラの少なくとも一方の転動面において、相手側との接触範囲のみに微細な凹凸を設けたことを特徴とする請求項1に記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項3】 パワーローラの転動面に微細な凹凸を設けると共に、ディスクとの理論接触位置から回転軸方向の少なくとも一端側に向けて凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を増大させた領域を有することを特徴とする請求項1または2に記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項4】 入力ディスクの転動面に微細な凹凸を設けると共に、入力ディスクの小径側から大径側に向けて凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を増大させたことを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項5】 出力ディスクの転動面に微細な凹凸を設けると共に、出力ディスクの大径側から小径側に向けて凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を増大させたことを特徴とする請求項1～4のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項6】 ディスクの転動面において、変速比が1:1～1.3:1となるパワーローラとの接触範囲内に凹凸の深さおよび密度の最大値を有し、その位置から小径側および大径側に向けて凹凸の深さおよび密度の少なくとも一方を減少させたことを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項7】 入力ディスクの転動面において、パワーローラとの接触範囲のうちの小径側に、微細な凹凸を設けたことを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項8】 出力ディスクの転動面において、パワーローラとの接触範囲のうちの小径側に、微細な凹凸を設けたことを特徴とする請求項1～3および7のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項9】 ディスクの転動面において、変速比が1:1～1.3:1となるパワーローラとの接触範囲内に、微細な凹凸のある領域を設けたことを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項10】 微細な凹凸に関して、表面粗さ計により測定される断面曲線が凹部と凸部を交互に配列した形状であるとともに、断面曲線の中心線よりも上側の凸部の形状が、台形状、角が丸みを帯びた台形状、角に面取りを施した台形状、クラウニング形状、楕円弧状、正弦

波状、および頂点が丸みを帯びた三角形状のいずれかであり、微細な凹凸の最も深い位置における凹部と凸部の高低差が0.7～2.5 μ mであることを特徴とする請求項1～9のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項11】 微細な凹凸に関して、凹部の密度が最も高い位置における全体に対する凹部の割合が15～45%であることを特徴とする請求項10に記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項12】 微細な凹凸に関して、隣接する凹部同士の間隔が40～150 μ mであることを特徴とする請求項10または11に記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項13】 微細な凹凸に関して、表面粗さ計の縦倍率と横倍率を等しくして計測した断面曲線における凸部頂上部の曲率半径が0.8～170mmであることを特徴とする請求項10～12のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項14】 微細な凹凸に関して、凸部頂上部の表面粗さがRa0.02 μ m以下であることを特徴とする請求項10～13のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項15】 微細な凹凸に関して、凹部が転動方向とほぼ平行な螺旋状に連続した溝であることを特徴とする請求項10～14のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機。

【請求項16】 微細な凹凸に関して、凹部が互いに独立したディンプルであることを特徴とする請求項10～14のいずれかに記載のトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、例えば自動車の変速機に用いられるトロイダル型無段変速機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】トロイダル型無段変速機は、大径側から小径側に向けて直径が漸次減少する入力ディスクと同じく大径側から小径側に向けて直径が漸次減少する出力ディスクとを互いに小径側を対向させて同軸状に配置すると共に、両ディスクの間に複数のパワーローラを介装した構造になっている。両ディスクとパワーローラの間にはトラクションオイルが介在している。そして、入力ディスクの回転を各パワーローラを介して出力ディスクに伝達し、この際、各パワーローラを傾動させて両ディスクの大径側と小径側の間でパワーローラの接触位置を変化させることにより、変速比を無段階的に変化させる。

【0003】このようなトロイダル型無段変速機としては、例えば特開平11-148542号公報に記載されたものがある。同公報の技術では、パワーローラの転動面を超仕上げ加工して粗さが0.05Ra以下の平滑面とすることにより、スピンによる発熱がもたらす油膜の

形成性の低下や、油膜の形成不良による耐久性の低下を防止するようにしている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところが、上記したような従来のトロイダル型無段変速機にあっては、パワーローラの転動面を粗さ0.05Ra以下の平滑面としていたため、とくに転動速度の速い運転条件下において、ディスクとパワーローラの間に過度に厚い油膜が形成されてトラクション係数が低下するという問題点があった。

【0005】ところで、パワーローラは、変速比にかかわらずディスクに対してほぼ一定幅の周面が接触している。これに対して、ディスクは、変速比によってパワーローラとの接触位置が大径側と小径側の間で変化し、入力回転数は同じでも周速が変化する。また、油膜の厚さの変化は、荷重(変速機の場合はトルク)の変化には鈍感であるが、周速や温度には敏感であることが知られている。これは、Hamrock-Dowsonの膜厚計算式により明らかである。

【0006】 $H_{min} = 3.63 U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} \{1 - \exp(-0.68k)\}$

Uは速度パラメータ($U = \eta_0 u / ER$)、Gは材料パラメータ($G = \alpha E$, α : 粘度の圧力係数)、Wは荷重パラメータ($W = w / ER^2$, w : 単位巾あたりの荷重)である(η_0 : 大気圧下での粘度、R: 等価半径、 u : 周速($u_1 + u_2$)/2、E: 等価弾性係数)。

【0007】ここで、従来の特開平11-148542号公報に記載された技術では、パワーローラの転動面を0.05Ra以下の平滑面としており、ディスクの転動面についてはとくに言及されていないが、耐久性を確保の観点からディスクの転動面の表面粗さを平滑面の均一なものにすると、変速のHIGH側すなわち入力ディスクでは大径側、出力ディスクでは小径側のように周速が高く且つ油膜ができやすい位置において油膜厚さを不要に増すことになる。また、トラクションオイルが発生する剪断力は、簡単には(粘度)×(剪断率)で表され、油膜を不要に増すことは剪断率を低下させて、トラクション係数を低下させるという問題点がある。さらに、温度が高いとトラクションオイルの粘度が低下し、やはりトラクション係数を低下させる。したがって、従来にあっては、高いトラクション係数を維持するうえで上記問題点を解決することが課題であった。

【0008】なお、ディスクとパワーローラの間において、過度に厚い油膜の形成を防止するには、両ディスクによるパワーローラの挟圧力を増大させることが考えられるが、この場合には、材料の強度限界があるため、ディスクやパワーローラを小型化することが非常に困難になるほか、変速機内部の軸受け等における損失が増大して燃費を悪化させることになる。

【0009】また、この種のトロイダル型無段変速機で

は、ディスクに対するパワーローラの接触面が楕円形状を成していて、この接触楕円の中心部は、面圧が高いので疲労による剥離が発生しやすく、さらに、パワーローラの傾動方向における接触楕円の両端部は、スピンによる滑りが多く、スタート時などのように油膜が薄い状態において摩耗しやすいという問題点があり、このような問題点を解決することが耐久性の向上とトラクション係数向上との両立を図るうえでの課題となっていた。

【0010】

【発明の目的】本発明は、上記従来の課題に着目して成されたもので、入力ディスクと出力ディスクの間にパワーローラを介装したトロイダル型無段変速機において、ディスクとパワーローラの間形成される油膜が周速の変化等で過度に厚くなるような事態を防止し、トラクション係数を高く維持することができると共に、耐久性の向上を実現することができるトロイダル型無段変速機を提供することを目的としている。

【0011】

【課題を解決するための手段】本発明に係わるトロイダル型無段変速機は、請求項1として、入力ディスクと出力ディスクの間に回転伝達用のパワーローラを傾動可能に介装したトロイダル無段変速機において、ディスクおよびパワーローラの少なくとも一方の転動面の表面粗さ(微細形状)を転動面の回転軸方向に異ならせた構成とし、請求項2として、ディスクおよびパワーローラの少なくとも一方の転動面において、相手側との接触範囲のみに微細な凹凸を設けた構成とし、請求項3として、パワーローラの転動面に微細な凹凸を設けると共に、ディスクとの理論接触位置から回転軸方向の少なくとも一端側に向けて凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を増大させた領域を有する構成とし、請求項4として、入力ディスクの転動面に微細な凹凸を設けると共に、入力ディスクの小径側から大径側に向けて凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を増大させた構成とし、請求項5として、出力ディスクの転動面に微細な凹凸を設けると共に、出力ディスクの大径側から小径側に向けて凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を増大させた構成とし、請求項6として、ディスクの転動面において、変速比が1:1~1.3:1となるパワーローラとの接触範囲内に凹凸の深さおよび密度の最大値を有し、その接触位置から小径側および大径側に向けて凹凸の凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を減少させた構成とし、請求項7として、入力ディスクの転動面において、パワーローラとの接触範囲のうちの径側に、凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けた構成とし、請求項8として、出力ディスクの転動面において、パワーローラとの接触範囲のうちの径側に、凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けた構成とし、請求項9として、ディスクの転動面において、変速比が1:1~1.3:1となるパワーローラとの接触範囲内に、微細な凹凸のある領域を

設けた構成としており、上記構成をもって従来の課題を解決するための手段としている。

【0012】また、本発明に係わるトロイダル型無段変速機は、転動面の表面微細形状すなわち微細な凹凸に関して、請求項10として、表面粗さ計により測定される断面曲線が凹部と凸部を交互に配列した形状であるとともに、断面曲線の中心線よりも上側の凸部の形状が、台形状、角が丸みを帯びた台形状、角に面取りを施した台形状、クラウニング形状、楕円弧状、正弦波状、および頂点が丸みを帯びた三角形のいずれかであり、微細な凹凸の最も深い位置における凹部と凸部の高低差が0.7~2.5 μ mである構成とし、請求項11として、凹部の密度が最も高い位置における全体に対する凹部の割合が15~40%である構成とし、請求項12として、隣接する凹部同士の間隔(ピッチ)が40~150 μ mである構成とし、請求項13として、表面粗さ計の縦倍率と横倍率を等しくして計測した断面曲線における凸部頂上部の曲率半径が0.8~170mmである構成とし、請求項14として、凸部頂上部の表面粗さがRa0.02 μ m以下である構成とし、請求項15として、凹部が転動方向とほぼ平行な螺旋状に連続した溝である構成とし、請求項16として、凹部が互いに独立したディンプルである構成としており、上記の構成をもって従来の課題を解決するための手段としている。

【0013】なお、例えば請求項2の構成において、凹凸状の表面微細形状を形成する凹部には、ディンプルや溝を採用することができる。

【0014】

【発明の作用】本発明の請求項1に係わるトロイダル型無段変速機では、変速の際、ディスクの転動面において、パワーローラの接触位置が大径側と小径側の間すなわちディスクの回転軸方向に変化し、ディスクとパワーローラの間での周速や温度や荷重の変化によって油膜の厚さが変化する。このとき、周速や温度が高くなる部分すなわち油膜の厚さが変化する部分がほぼ特定されることから、その部位に対応してディスクの転動面の表面粗さを同ディスクの回転軸方向(転動面の回転軸方向)に異ならせ、例えば該当部位に凹凸状の表面微細形状を形成することで、油膜が過度に厚くなるような事態を防止する。

【0015】また、パワーローラの転動面の表面粗さを同パワーローラの回転軸方向(転動面の回転軸方向)に異ならせ、例えば該当部位に凹凸状の表面微細形状を形成することで、全変速範囲で転動速度が速い運転条件下であっても、ディスクとパワーローラの間形成される油膜が過度に厚くなるのを凹部により防止する。

【0016】さらに、この種のトロイダル型無段変速機では、パワーローラの転動面の作動状態が同パワーローラの回転軸方向で変化し、ディスクに対するパワーローラの接触楕円においては、中心部は面圧が高くて剥離が

生じやすく、パワーローラの傾動方向の両端部はスピンによる摩耗が生じやすい。このとき、パワーローラの転動面は曲面であるため、転動面に対する回転軸方向と傾動方向は同じである。そこで、当該トロイダル型無段変速機では、ディスクおよびパワーローラの少なくとも一方の転動面の表面粗さを転動面の回転軸方向に変化させる一例として、例えば、パワーローラの回転軸方向に凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を変化させる。つまり、作動状態が異なる接触楕円の中心部と両端部に対応して、凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を変化させ、接触楕円の中心部と両端部とで凹部の深さや密度を異ならせることで、トラクション係数を高く維持しつつ中心部の剥離や両端部の摩耗に対処する。そしてさらに、ディスクとパワーローラの両方の転動面に微細な凹凸を設けることによって、より広い使用条件下で良好に油膜厚さを適切に維持できるほか、双方の転動面に施すことで片側のみの場合に比べて凹部の深さを低減し、且つ片側のみの場合に比べて凹部によるひび割れの発生がより解消される。以上のように、ディスクおよびパワーローラの少なくとも一方の転動面の表面微細形状(粗さ)を転動面の回転軸方向に異ならせることで、被膜の厚さを調整することができる。

【0017】本発明の請求項2に係わるトロイダル型無段変速機では、パワーローラの転動面において、相手側との接触範囲すなわち接触楕円を周方向に連続させた範囲のみに微細な凹凸を設けている。ここで、転動面における接触範囲の幅は、一般的に、回転軸方向の長さの1/10から1/3程度の大きさである。このような接触範囲のみに凹部を設け、接触範囲以外の部分には凹部が無いことから、凹部を加工する範囲が最小限となり、とくに大径側および小径側の各端部においては、凹部によるひび割れの発生が解消される。ディスクの転動面においても変速時にパワーローラとの接触する範囲は接触楕円も含めてほぼ特定できるため、その範囲のみに凹部を設けることで加工範囲が最小限となる。

【0018】本発明の請求項3に係わるトロイダル型無段変速機では、パワーローラの転動面において、ディスクとの理論接触位置から回転軸方向の少なくとも一端側に向けて凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を増大させた領域を有している。つまり、ディスクとの理論接触位置に対応する接触楕円の中心部では凹部の深さや密度が小さいものとなり、接触楕円の少なくとも一端部に向けて凹部の深さや密度を増大させたものとなる。これにより、接触楕円の中心部では、面圧が高いことから、凹部の深さや密度が小さくてもディスクとの間に形成される油膜が過度に厚くなることなく、凹部の深さや密度を小さくすることで剥離が防止される。他方、接触楕円の端部では、凹部の深さや密度を大きくすることで中心部からの油の排出が円滑に行われると共に、面圧が低いことから、凹部の深さや密度を大きくしても耐久性が

損なわれることもなく、油膜厚さが適切に維持される。また、接触楕円の端部ではスピンによる摩耗が発生しやすいが、とくに凹部の深さを大きくすることで凹部が長期にわたって維持される。

【0019】本発明の請求項4に係わるトロイダル型無段変速機では、変速の際、入力ディスクの転動面において、パワーローラとの接触位置が大径側と小径側の間で変化し、接触位置が変速比LOW側である小径側からHIGH側である大径側に移行するほど周速が高くなると共に、油膜が厚くなる傾向にあることから、入力ディスクの転動面に凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けることで、周速による油膜の増大を防止し、とくに、入力ディスクの小径側から大径側に向けて凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を増大させることにより、全体にわたって油膜の厚さを適切なものにする。また、この種のトロイダル型無段変速機では、同じ入力トルクでも入力ディスクのLOW側（小径側）が接触部の面圧が高く、HIGH側（大径側）に行くに従い面圧は低くなるので、面圧の面からも小径側から大径側に向けて油膜が厚くなる傾向にあるので、その点でも大径側に向かって凹部の深さを増大させることで油膜の厚さを適切なものにする。

【0020】本発明の請求項5に係わるトロイダル型無段変速機では、変速の際、出力ディスクの転動面において、パワーローラとの接触位置が大径側と小径側の間で変化し、接触位置がLOW側である大径側からHIGH側である小径側に移行するほど周速が高くなると共に、油膜が厚くなる傾向にある。なお、出力ディスクは、単体で考えれば当然大径側の方が周速が大きいが、入力ディスクの回転がパワーローラを介して伝達されるので、パワーローラとの接触位置の周速は小径側に向かうほど大きくなる。そこで、当該無段変速機では、出力ディスクの転動面に凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けることで、周速による油膜の増大を防止し、とくに、出力ディスクの大径側から小径側に向けて凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を増大させることにより、全体にわたって油膜の厚さを適切なものにする。

【0021】本発明の請求項6に係わるトロイダル型無段変速機では、入力および出力のディスクの転動面において、変速比が1:1付近となるパワーローラとの接触位置でスピン量が最大となり、スピンによる発熱で油膜の温度が上昇してトラクションオイルの粘度が低下し、トラクション係数が低下する。また、同じトルクを伝える場合でも変速比に応じて必要な狭圧力は多少異なり、パワーローラ半頂角60°の一般的なハーフトロイダル型変速機では変速比1.3:1付近（1:1よりも少しLOW側）が最も大きな狭圧力を必要とするが、実際は狭圧力発生機構としてローディングカムを用いた場合はトルクに比例した狭圧力しか発生しないので、変速比1.3:1付近のトルク伝達能力が低くなる（コロナ

社、田中裕久著「トロイダルCVT」p.29参照）。そこで、両者を加味して変速比が1:1~1.3:1となるパワーローラとの接触範囲内に凹凸の深さおよび密度の最大値を持ち、その位置から小径側および大径側に向けて凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を減少させ、逆に言えば、変速比が1:1~1.3:1となるパワーローラとの接触範囲内で凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を最大にすることで、油膜厚さを適切なものにして剪断率をかせぎ、同接触位置での温度によるトラクション係数の低下を防止し、全体にわたって油膜の厚さを適切なものにする。

【0022】本発明の請求項7に係わるトロイダル型無段変速機では、請求項4の作用に記載したように、入力ディスクの転動面では、パワーローラの接触位置が大径側に移行するほど周速とともに油膜が増大することから、最も周速が大きくなる部分すなわちパワーローラとの接触範囲のうちの大径側に凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けることで、大径側での周速による油膜の増大を防止する。

【0023】本発明の請求項8に係わるトロイダル型無段変速機では、請求項5の作用に記載したように、出力ディスクの転動面では、パワーローラの接触位置が小径側に移行するほど周速とともに油膜が増大することから、最も周速が大きくなる部分すなわちパワーローラとの接触範囲のうちの小径側に凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けることで、小径側での周速による油膜の増大を防止する。

【0024】本発明の請求項9に係わるトロイダル型無段変速機では、請求項6の作用に記載したように、入力および出力のディスクの転動面では、変速比が1:1付近となるパワーローラとの接触位置でスピン量が最大となって油の温度が高くなり、1.3:1付近でトルク伝達能力が低下することから、ディスクの転動面において、変速比が1:1~1.3:1となるパワーローラとの接触範囲内に凹凸状の表面微細形状を形成する凹部のある領域を設けることで、同接触位置での温度によるトラクション係数の低下を防止する。

【0025】ここで、転動面に微細な凹凸を設けることによるトラクション係数への作用について、改めて説明する。転動面の表面に微細な凹凸を設けると、接触範囲の中でオイルが排出されやすくなるので、高周速化を図っても従来の平滑面に比べて油膜が薄くなって膜厚比が小さくなりやすく、また、凹凸の先端部では、局部的に油膜厚さが薄くなることによる局部的な剪断率の増大や圧力の増大が考えられる。その効果により、前述のトラクションオイルの発生剪断力（ \equiv （粘度） \times （剪断率））が接触部内で局所的に増大し、接触部内トータルとしての発生剪断力も増大することで金属接触がなくてもトラクション係数を高く維持することが可能となる。金属接触を避ける意味において、微細な凹凸は、平坦平

滑面に切削で溝を形成したような形状や、平坦平滑面にショットピーニングを施してディンプルを形成したような形状が望ましい。

【0026】本発明の請求項10に係わるトロイダル型無段変速機では、微細な凹凸に関して、表面粗さ計により測定される断面曲線が凹部と凸部を交互に配列した形状であるとともに、断面曲線の中心線よりも上側の凸部の形状が、台形状、角が丸みを帯びた台形状、角に面取りを施した台形状、クラウニング形状、楕円弧状、正弦波状、および頂点が丸みを帯びた三角形のいずれかであり、微細な凹凸が最も深い位置における凹部と凸部の高低差が $0.7 \sim 2.5 \mu\text{m}$ であるものとしたので、金属接触を防止しながら高いトラクション係数を得ることが可能となる。この場合、凹凸の高低差が $0.7 \mu\text{m}$ より大きいと、トラクション係数が飛躍的に向上する結果となり、 $2.5 \mu\text{m}$ より小さい方が金属接触が生ずる可能性が下がり耐久性が飛躍的に向上する。

【0027】本発明の請求項11に係わるトロイダル型無段変速機では、微細な凹凸に関して、凹部の密度が最も高い位置における全体に対する凹部の割合を $15 \sim 45\%$ の範囲としたため、大きなトラクションをより安定して発揮することが可能となる。この場合、凹部の割合を 15% よりも大きくすると、トラクション係数が飛躍的に向上する結果となり、凹部の割合を 45% よりも小さくすると金属接触が生ずる可能性が下がり耐久性が飛躍的に向上する。

【0028】本発明の請求項12に係わるトロイダル型無段変速機では、微細な凹凸に関して、隣接する凹部同士の間隔（ピッチ）を $40 \sim 150 \mu\text{m}$ の範囲としたため、大きなトラクションをより安定して発揮することが可能となる。この場合、凹部のピッチを $150 \mu\text{m}$ よりも小さくするとトラクション係数が飛躍的に向上する結果となり、凹部のピッチを $40 \mu\text{m}$ よりも大きくすると、金属接触が生ずる可能性が下がり耐久性が飛躍的に向上する。

【0029】本発明の請求項13に係わるトロイダル型無段変速機では、微細な凹凸に関して、表面粗さ計の縦倍率と横倍率を等しくして計測した断面曲線における凸部頂上部の曲率半径を $0.8 \sim 170 \text{mm}$ の範囲としたため、大きなトラクションをより安定して発揮することが可能となる。この場合、凸部頂上部の曲率半径を 170mm よりも小さくするとトラクション係数が飛躍的に向上する結果となり、凸部頂上部の曲率半径を 0.8mm よりも大きくすると、金属接触が生ずる可能性が下がり耐久性が飛躍的に向上する。

【0030】本発明の請求項14に係わるトロイダル型無段変速機では、微細な凹凸に関して、凸部頂上部の表面粗さを $Ra 0.02 \mu\text{m}$ 以下としたため、金属接触が生ずる可能性が下がり耐久性が飛躍的に向上できる。

【0031】本発明の請求項15に係わるトロイダル型

無段変速機では、微細な凹凸に関して、凹部が転動方向とほぼ平行（転がり方向にほぼ平行）に連続した溝であるものとしたため、大きなトラクション係数を安定的に発揮することが可能となる。また、転動方向とほぼ平行な螺旋状に連続しているため、凹部を連続的に形成し得ることとなり、凹部を短時間で効率良く製造することが可能となる。

【0032】本発明の請求項16に係わるトロイダル型無段変速機では、微細な凹凸に関して、凹部が互いに独立したディンプルであるものとしたため、大きなトラクション係数を安定的に発揮することが可能となる。

【0033】

【発明の効果】本発明の請求項1に係わるトロイダル型無段変速機によれば、入力ディスクと出力ディスクの間にパワーローラを介装したトロイダル型無段変速機において、ディスクとパワーローラの間での周速や温度や荷重の変化により油膜の厚さが変化することに対して、ディスクおよびパワーローラの少なくとも一方の転動面の表面粗さを転動面の回転軸方向に異ならせたことにより、油膜の厚さを調整して過度に厚くなるような事態を防止することが可能になり、トラクション係数を調整して高く維持することもできる。例えば、パワーローラの転動面に凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けることにより、転動速度が速い運転条件下であっても、全変速域でディスクとパワーローラの間形成される油膜が過度に厚くなるのを凹部により防止して油膜を適切な厚さに保つことができ、これにより高いトラクション係数を維持することができる。ここで、パワーローラの回転軸方向に凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を変化させれば、パワーローラの転動面の接触楕円において作動状態が異なる中心部や両端部を各々最適な表面微細形状にすることが可能になり、面圧が大きい中心部で発生しやすい剥離や両端部で発生するスピンによる摩耗に対処することができ、高いトラクション係数を維持しながら耐久性の向上をも実現することができる。さらに、従来では、両ディスクによるパワーローラの挟圧力を増大させることで油膜の厚さを適切にすることが考えられ、この場合、材料の強度限界によりディスクやパワーローラの小型化を図ることが困難であったが、当該トロイダル型無段変速機によれば、両ディスクによるパワーローラの挟圧力を増大させることなく油膜の厚さを適切に調整し得るので、トラクション係数を調整して高く維持することができ、ディスクやパワーローラの小型化を実現することもできると共に、挟圧力の増大による変速機内部の軸受けなどの損失増大による燃費の悪化を防止することが出来る。

【0034】本発明の請求項2に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項1と同様の効果を得ることができるように、ディスクおよびパワーローラの少なくとも一方の転動面において、相手側との接触範囲のみに凹

部を設けたことから、凹部を加工する範囲を最小限にして、ディスクおよびパワーローラの製造に関する手間や時間およびコストを大幅に節減することができると共に、ディスクおよびパワーローラの端部においては、凹部によるひび割れの発生が確実に解消され、ディスクおよびパワーローラの耐久性のさらなる向上を実現することができる。

【0035】本発明の請求項3に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項1および2と同様の効果を得ることができ、とくに、パワーローラの転動面において、ディスクとの理論接触位置から回転軸方向の少なくとも一端側に向けて凹部の深さや密度を増大させた領域を有することから、理論接触位置に対応する接触楕円の中心部では、油膜を適切な厚さにして高いトラクション係数を維持することができると共に、高い面圧に対して十分な耐久性を確保することができる。また、接触楕円の両端部では、中心部からの油の排出を円滑にして、中心部での良好な油膜形成に貢献することができると共に、低い面圧に対して十分な耐久性を確保することができ、スピンによる摩耗に対しては、とくに凹部の深さを大きくすることで十分な耐用期間を得ることができる。

【0036】本発明の請求項4に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項1〜3と同様の効果を得ることができ、とくに、入力ディスクの転動面に凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けると共に、入力ディスクの小径側から大径側に向けて凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を増大させたことから、入力ディスクにおいて、周速による油膜の増大を防止することができ、全体にわたって油膜の厚さを適切にして広い範囲で高いトラクション係数を得ることができる。

【0037】本発明の請求項5に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項1〜4と同様の効果を得ることができ、とくに、出力ディスクの転動面に凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けると共に、出力ディスクの大径側から小径側に向けて凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を増大させたことから、出力ディスクにおいて、周速による油膜の増大を防止することができ、全体にわたって油膜の厚さを適切にして広い範囲で高いトラクション係数を得ることができる。

【0038】本発明の請求項6に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項1〜3と同様の効果を得ることができ、とくに、ディスクの転動面において、変速比が1:1〜1.3:1となるパワーローラとの接触範囲すなわちスピン量が多くて発熱する位置およびローディングカムの発生する狭圧力の関係からトルク伝達能力の低下する位置から小径側および大径側に向けて凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を減少させたことから、スピン発熱によるオイルの粘度の低下がもたらす剪断応力の低下(＝トラクション係数の低下)を防止し、凹部の深い全体にわたって油膜の厚さを適切にして広い範囲

で高いトラクション係数を得ることができる。

【0039】本発明の請求項7に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項1〜3と同様の効果を得ることができ、とくに、入力ディスクの転動面において、パワーローラとの接触範囲のうちの大径側に凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けたことから、変速時に周速が高くなる入力ディスクの大径側での油膜の増大を防止することができ、高いトラクション係数を得ることができる。また、入力ディスクの転動面において、凹部を設ける範囲を大径側としたことから、それ以外の部分に凹部を設ける必要がなく、凹部を加工する範囲が最小限となり、入力ディスクの製造に関する手間や時間およびコストを節減することができると共に、入力ディスクの端部において凹部によるひび割れが発生しにくいいため、入力ディスクの耐久性のさらなる向上を実現することができる。

【0040】本発明の請求項8に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項1〜3および7と同様の効果を得ることができ、とくに、出力ディスクの転動面において、パワーローラとの接触範囲のうちの小径側に凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けたことから、変速時に周速が高くなる出力ディスクの小径側での油膜の増大を防止することができ、高いトラクション係数を得ることができる。また、出力ディスクの転動面において、凹部を設ける範囲を小径側としたことから、それ以外の部分に凹部を設ける必要がなく、凹部を加工する範囲が最小限となり、出力ディスクの製造に関する手間や時間およびコストを節減することができると共に、出力ディスクの端部において凹部によるひび割れが発生しにくいいため、出力ディスクの耐久性のさらなる向上を実現することができる。

【0041】本発明の請求項9に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項1〜3と同様の効果を得ることができ、とくに、ディスクの転動面において、変速比が1:1〜1.3:1となるパワーローラとの接触範囲すなわちスピン量が多くて発熱する位置およびローディングカムの発生する狭圧力の関係からトルク伝達能力の低下する位置に凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けたことから、高いトラクション係数を得ることができる。また、凹部を設ける範囲を変速比が1:1〜1.3:1となるパワーローラとの接触位置としたことから、それ以外の部分に凹部を設ける必要がなく、凹部を加工する範囲が最小限となり、ディスクの製造に関する手間や時間およびコストを節減することができると共に、ディスクの端部において凹部によるひび割れが発生しにくいいため、ディスクの耐久性のさらなる向上を実現することができる。

【0042】本発明の請求項10に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項1〜9と同様の効果を得ることができるうえに、とくに、転動面に設ける微細な凹

凸に関して、表面粗さ計により測定される断面曲線が凹部と凸部を交互に配列した形状であるとともに、断面曲線の中心線よりも上側の凸部の形状が、台形状、角が丸みを帯びた台形状、角に面取りを施した台形状、クラウニング形状、楕円弧状、正弦波状、および頂点が丸みを帯びた三角形のいずれかであり、微細凹凸が最も深い位置における凹部と凸部の高低差が $0.7 \sim 2.5 \mu\text{m}$ である微細凹凸を設けたことにより、金属接触を防止しながら高いトラクション係数を得ることが可能となる。

【0043】本発明の請求項11に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項10と同様の効果を得ることができるうえに、とくに、転動面に設ける微細な凹凸に関して、凹部の密度が最も高い位置における、全体に対する凹部の割合が $15 \sim 45\%$ である微細凹凸を設けたことにより、金属接触を防止しながら高いトラクション係数を得ることが可能となる。

【0044】本発明の請求項12に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項10および11と同様の効果を得ることができるうえに、とくに、転動面に設ける微細な凹凸に関して、隣接する凹部同士の間隔（ピッチ）を $40 \sim 150 \mu\text{m}$ である微細凹凸を設けたことにより、金属接触を防止しながら高いトラクション係数を得ることが可能となる。

【0045】本発明の請求項13に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項10～12と同様の効果を得ることができるうえに、とくに、転動面に設ける微細な凹凸に関して、表面粗さ計の縦倍率と横倍率を等しくして計測した断面曲線における凸部頂上部の曲率半径が、 $0.8 \sim 170 \text{mm}$ である微細凹凸を設けたことにより、金属接触を防止しながら高いトラクション係数を得ることが可能となる。

【0046】本発明の請求項14に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項10～14と同様の効果を得ることができるうえに、とくに、転動面に設ける微細な凹凸に関して、凸部頂上部の表面粗さが、 $Ra 0.02 \mu\text{m}$ 以下である微細凹凸を設けたことにより、金属接触が生ずる可能性が下がり耐久性を向上することが可能となる。

【0047】本発明の請求項15に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項10～14と同様の効果を得ることができるうえに、とくに、転動面に設ける微細な凹凸に関して、凹部が転動方向とほぼ平行に連続した溝であることにより、大きなトラクション係数を安定的に発揮することが可能となる。また、転動方向とほぼ平行に螺旋状に連続した溝としたから、凹部を連続的に形成できるので、短時間で効率よく製造することが可能となる。

【0048】本発明の請求項16に係わるトロイダル型無段変速機によれば、請求項10～14と同様の効果を得ることができるうえに、とくに、転動面に設ける微細

な凹凸に関して、凹部が互いに独立したディンプルであることにより、大きなトラクション係数を安定的に発揮することが可能となる。

【0049】

【実施例】以下、図面に基づいて、本発明に係わるトロイダル型無段変速機の実施例を説明する。

【0050】まず、パワーローラの転動面における実施例について説明する。

【0051】図1(a)に片側半分を示すトロイダル型無段変速機は、自動車の変速機に用いられるものであって、動力伝達系を介してエンジン側に連結される入力ディスク1と、別の動力伝達系を介して車軸側に連結される出力ディスク2と、両ディスク1、2の間に介装される複数（図では1個のみ示す）のパワーローラ3を備えている。

【0052】入力ディスク1および出力ディスク2は、いずれも大径側から小径側に向けて直径が漸次減少する概略円錐状を成すと共に、周方向にわたって凹曲面状の転動面1a、2aを有しており、小径側を互に対向させた状態にして同軸状に配置されている。

【0053】パワーローラ3は、図1(b)にも示すように、周方向にわたって凸曲面状の転動面3aを有すると共に、中心の連結孔4の位置で図示しない支持部材に取付けられる。パワーローラ3は、各ディスク1、2の回転軸Aに交差する方向の回転軸B回りに回転自在であると共に、この回転軸B上の傾動中心Cにより支持部材とともに両ディスク1、2の方向（図1左右方向）に傾動可能であり、図示しない駆動手段によって傾動動作が行われる。

【0054】両ディスク1、2およびパワーローラ3は、ディスク1、2を回転軸A方向に押圧する手段やパワーローラ3を回転軸B方向に押圧する手段により、両ディスク1、2に対してパワーローラ3を所定の圧力で接触させる。この際、両ディスク1、2とパワーローラ3はトラクションオイルを介して接触する。

【0055】そして、上記パワーローラ3には、その転動面3aに、凹凸状の表面微細形状を形成するディンプルあるいは溝である凹部が設けてある。このとき、凹部は、両ディスク1、2との接触範囲Dのみに設けてあると共に、パワーローラ3の回転軸B方向に凹部の深さおよび密度の少なくとも一方を変化させており、より詳しくは、両ディスク1、2との理論接触位置Eから上側の接触範囲D1では、回転軸B方向の一端側（上端側）に向けて凹部の深さを漸次増大させ、理論接触位置Eから下側の接触範囲D2では、回転軸B方向の他端側（下端側）に向けて凹部の深さを漸次増大させている。

【0056】なお、図2には、片側の接触範囲D1における理論接触位置Eからの距離と凹部の深さとの関係の3例を示す。図示の場合、理論接触位置Eから離れた接触範囲D1の末端部分では、凹部の無い部分に連続させ

る都合上、凹部の深さが減少したものとなっているが、本発明の基本的構成は理論接触位置Eから末端部分に向けて凹部の深さを漸次増大させている点である。

【0057】図3は、パワーローラ3の両ディスク1、2に対する理論接触位置Eを説明する図である。パワーローラ3の転動面3aは、所定の曲率半径 R_p で形成される円弧を当該パワーローラ3の回転軸B回りに回転させてできる環状の凸曲面である。すなわち、曲率半径 R_p の長さ、その曲率中心から回転軸Bまでの距離により決定される。両ディスク1、2の転動面1a、2aは、所定の曲率半径 R_d で形成される円弧を当該ディスク1、2の回転軸A回りに回転させてできる環状の凹曲面である。パワーローラ3と両ディスク1、2との理論接触位置Eは、両ディスク1、2の曲率半径 R_d が形成する球面の内部にパワーローラ3の転動面3aの全周を内接させたときの接触位置である。

【0058】また、パワーローラ3は、楕円形状の接触面で両ディスク1、2に常に接触している。つまり、先の接触範囲Dは接触楕円が周方向に連続した範囲であり、理論接触位置Eは接触楕円のほぼ中心を通る位置である。なお、パワーローラ3の転動面3aにおける接触範囲Dの幅は、一般的に、回転軸B方向の長さの $1/10$ ないし $1/3$ 程度の大きさである。

【0059】上記構成を備えたトロイダル型無段変速機は、入力ディスク1の回転を複数のパワーローラ3を介して出力ディスク2に伝達し、この際、パワーローラ3を傾動させて両ディスク1、2の大径側と小径側の間でパワーローラ3の接触位置を変化させることにより、変速比を無段階的に変化させる。

【0060】ここで、パワーローラ3の転動面3aが従来のように平滑面であると、転動速度が速い運転条件下において、両ディスク1、2とパワーローラの間に形成される油膜が過度に厚くなることがある。これに対して、当該無段変速機では、パワーローラ3の転動面3aの接触範囲Dに、凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けているので、転動速度が速い運転条件下であっても凹部によって全変速域で油膜が過度に厚くなるのが防止され、油膜の厚さが適切なものとなる。これにより、高いトラクション係数が維持されることとなる。

【0061】また、この種の無段変速機では、パワーローラ3の転動面3aの作動状態が同パワーローラ3の回転軸B方向で変化する、両ディスク1、2に対するパワーローラ3の接触楕円においては、中心部は面圧が高く剥離が生じやすく、パワーローラ3の傾動方向の両端部は中心部に比べて面圧が低いもののスピニングが多く、このスピニングによる摩耗が生じやすい。なお、パワーローラ3の転動面3aは曲面であるため、転動面3aに対する回転軸B方向と傾動方向は同じである。

【0062】これに対して、当該無段変速機では、パワーローラ3の転動面3aにおいて、両ディスク1、2と

の理論接触位置Eに対応する接触楕円の中心部では凹部の深さを小さくし、接触楕円の傾動方向の両端部（回転軸B方向の両端部）に向かう各接触範囲D1、D2で凹部の深さを漸次増大させたものとしている。

【0063】つまり、接触楕円の中心部では、面圧が高いことから、凹部の深さが小さくても両ディスク1、2との間に形成される油膜が過度に厚くなることなく、凹部の深さを小さくすることで剥離が防止される。他方、接触楕円の両端部では、凹部の深さを大きくすることで中心部からの油の排出が円滑に行われ、これにより中心部での油膜形成がより良好になると共に、面圧が低いことから、凹部の深さを大きくしても耐久性が損なわれる心配がなく、また、スピニングによる摩耗に対しては、凹部の深さを大きくすることで十分な耐用期間が得られることとなる。このように、当該無段変速機は、高いトラクション係数を維持しながら、接触楕円の中心部の剥離や両端部の摩耗に対処して、十分な耐久性を確保したものとなっている。

【0064】また、当該無段変速機では、両ディスク1、2との接触範囲Dのみに凹部を設けており、接触範囲D以外の部分には凹部が無いことから、凹部を加工する範囲が最小限のものとなり、製造に関する時間や手間およびコストが節減されることとなり、しかも、とくに大径側および小径側の各端部においては、凹部によるひび割れの発生が解消されるという優れた利点がある。なお、上記実施例では、凹部の深さを変化させた場合を説明したが、凹部の密度あるいは深さと密度の両方を変化させても上記実施例と同様の作用効果を得ることができる。

【0065】また、凹部の実際の形状と効果の例について説明する。図10～12は、パワーローラ3、ディスク1、2の転動面1a～3aに形成した微細な凹部および微細な凸部の形状例を示す断面説明図である。すなわち、各図において断面曲線の中心線Cよりも上側の凸部の形状としては、図10(a)に示す台形状、図10(b)に示す角に丸みを帯びた台形状、図10(c)に示す楕円弧状または正弦波状、図11(a)に示す頂上部が丸みを帯びた三角形状にすることができる。なお、凹部の底部の形状が特に限定されることはなく、図11(b)に示すようにさらに微細な凹凸を有するものであっても何ら問題はない。また、凸部の形状としては、図12(a)に示す角に面取りを施した台形状、図12(b)に示すクラウニング形状にすることができる。また、図12(c)に示すようにラッピングによって、片側がクラウニング形状を成すものにすることもできる。

【0066】ディスク1、2は、素材としてSCM435H鋼を浸炭窒化焼入れ焼き戻したものの（表面硬さ750HV）を用い、転動面1a、2aは、通常の超仕上げとした。このディスクの粗さ断面曲線（粗さフィルタをかけていないもの）を図13に示す。

【0067】パワーローラ3は、素材としてSCM420H鋼を浸炭窒化焼入れしたもの（表面硬さ750HV）を用い、転動面3aには以下の仕上げを行った。刃先の先端Rが50 μ m、角度が90度の多結晶c-BN工具を用いて凹部を超精密切削加工することで、凹部を等間隔で且つ転動方向に沿って螺旋状に形成し、その後、テーブラップによって凸部を削り落として平坦部を形成した。このパワーローラ3の転動面3aの粗さ断面曲線を図14に示す。

【0068】断面曲線の中心線より上の部分の形状は、角が丸みを帯びた台形状であり、凹凸の高低差が2.4 μ m、凹部のピッチが120 μ m（これは凹部の密度に相当する）、断面曲線の中心線における凹部の幅は30～35 μ m程度であり、凹部が占める割合は25～29%である。また表面粗さ計により、縦倍率と横倍率を等しくして測定した凸部頂上部の曲率半径は10mmである。また、凸部頂上部の表面粗さはRa0.005 μ m程度である。

【0069】このディスク1、2とパワーローラ3の組合せでトロイダル型無段変速機の実験を行い、そのトルク伝達能力を試験確認した。試験条件として油温110℃、入力回転数4000rpm、変速比1:1において（この時周速は20m/s）、狭圧力を固定し、その状態でグロススリップを起こさずに伝えられる最大トルクを計測した。数点の狭圧力について運転時に伝えられる最大トルクを従来の平滑面の組合せと比較したところ、ディスク1、2およびパワーローラ3の転動面が通常の超仕上げの場合に比べて、上記実施例では約1.05～1.3倍のトルクを伝えることが可能であった。狭圧力を固定しているため、この効果率はトラクション係数の向上代と同義であることは言うまでもない。

【0070】また、同様な試験の中で上記溝の深さやピッチ（密度）を変えると、その効果率が変化することも確認している。図15～図21は、上記と同様に凹凸を形成し、深さ、ピッチ、凹部の割合等を変化させた例である。

【0071】これらの表面微細形状は、図10～図12に示したように、断面曲線の中心線より上の部分の形状は、角が丸みを帯びた台形状、角が面取りをされた台形状、楕円弧状もしくは正弦波状もしくはクラウニング形状、および頂点が丸みを帯びた三角形のいずれかであり、凹凸の高低差が0.8～2.4 μ m、凹部のピッチが40～150 μ m、断面曲線の中心線における凹部の幅は13～35 μ m程度であり、凹部が占める割合は15～40%である。また、表面粗さ計により、縦倍率と横倍率を等しくして測定した凸部頂上部の曲率半径は0.8～170mmである。さらに、凸部頂上部の表面粗さはRa0.005～0.02 μ m程度である。これらの実施例においても、約1.05～1.3倍のトルクを伝えることが可能であった。

【0072】そしてさらに、平滑面にショットピーニングを施すことで約2 μ m程度のディンプルを形成し、最表面の凸部をラッピングにより平坦に形成した加工法についても上記のような評価試験を行い、同様な効果があることを確認している。

【0073】次に、ディスクの転動面における実施例について説明する。

【0074】図4に示すトロイダル型無段変速機は、自動車の変速機に用いられるものであって、動力伝達系を介してエンジン側に連結される入力ディスク1と、別の動力伝達系を介して車軸側に連結される出力ディスク2と、両ディスク1、2の間に介装される複数のパワーローラ3を備えている。

【0075】入力ディスク1および出力ディスク2は、いずれも大径側から小径側に向けて直径が漸次減少する概略円錐状を成すと共に、周方向にわたって凹曲面状の転動面1a、2aを有しており、小径側を互いに対向させた状態にして同軸状に配置されている。

【0076】パワーローラ3は、周方向にわたって凸曲面状の転動面3aを有し、中心位置で図示しない支持部材に取付けてある。パワーローラ3は、各ディスク1、2の回転軸Aに交差する方向の回転軸B回りに回転自在であると共に、この回転軸B上の傾動中心Cにより支持部材とともに両ディスク1、2の方向（図4左右方向）に傾動可能であり、図示しない駆動手段により傾動動作が行われる。

【0077】両ディスク1、2およびパワーローラ3は、ディスク1、2を回転軸A方向に押圧する手段やパワーローラ3を回転軸B方向に支持する手段により、両ディスク1、2に対してパワーローラ3を所定の圧力で接触させる。この際、両ディスク1、2とパワーローラ3はトラクションオイルを介して接触する。

【0078】そして、入力ディスク1は、転動面1aの表面微細形状を同ディスクの回転軸A方向に異ならせてあり、この実施例では、転動面1aに凹凸状の表面微細形状を形成するディンプルあるいは連続溝である凹部を設けると共に、図中の矢印Dで示す如く小径側から大径側に向けて凹部の深さを漸次増大させたものとなっている。

【0079】他方、出力ディスク2は、同じく転動面2aの表面微細形状を同ディスクの回転軸A方向に異ならせてあり、この実施例では、転動面2aに凹凸状の表面微細形状を形成するディンプルあるいは連続溝である凹部を設けると共に、図中の矢印Eで示す如く大径側から小径側に向けて凹部の深さを漸次増大させたものとなっている。

【0080】上記構成を備えたトロイダル型無段変速機は、入力ディスク1の回転を各パワーローラ3を介して出力ディスク2に伝達し、この際、パワーローラ3を傾動させて両ディスク1、2の大径側と小径側の間でパワ

ローラ3の接触位置を変化させることにより、変速比を無段階的に変化させる。

【0081】ここで、トロイダル型無段変速機では、図4(b)に示すLOWの状態から図4(d)に示すHIGHの状態への変速が行われる場合、入力ディスク1では、パワーローラ3との接触位置が小径側から大径側に移行し、大径側に移行するほど周速が高くなり、これにより油膜が増大する。他方、出力ディスク2では、パワーローラ3との接触位置が大径側から小径側に移行し、小径側に移行するほど周速が高くなり、これにより油膜が増大する。なお、出力ディスク2は、単体で考えれば当然大径側の方が周速が大きいが、図4(a)および(c)に示すように、入力ディスク1におけるパワーローラ3との接触位置の周速と、出力ディスク2におけるパワーローラ3との接触位置の周速とがほぼ等しくなることから、LOW側からHIGH側に至る変速時には、パワーローラ3との接触位置の周速は小径側に向かうほど大きくなる。

【0082】これに対して、当該無段変速機では、両ディスク1, 2の転動面1a, 2aに凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設け、入力ディスク1では、周速の増大とともに油膜が増大する大径側に向かうほど凹部の深さを増大させ、出力ディスク2では、周速の増大とともに油膜が増大する小径側に向かうほど凹部の深さを増大させているので、入力ディスク1および出力ディスク2のいずれにおいても周速による油膜の増大が防止され、全体にわたって油膜の厚さが適切なものとなる。これにより、入力ディスク1および出力ディスク2の全体にわたって高いトラクション係数が確保される。

【0083】図5および図6は、ディスクの転動面の他の実施例を説明する図である。

【0084】図5に示す無段変速機は、入力ディスク1および出力ディスク2において、転動面1a, 2aの表面微細形状を回転軸A方向に異ならせており、変速比が1:1~1.3:1内となるパワーローラ3との所定の接触位置F, F'から、図中の各矢印Gで示す如く小径側および大径側に向けて凹部の深さを減少させたものとなっている。

【0085】図6は、変速比と、両ディスク1, 2とパワーローラ3の間の転動部で生じるスピンの量との関係を示すグラフである。これによると、変速比が1:1付近の位置においてスピン量が最大となる。そして、スピン量が最大となる位置では、発熱により油の温度が上昇してトラクションオイルの粘度が低下し、トラクション係数が低下する傾向にある。

【0086】また、図9は、同じトルクを伝達する場合に必要な狭圧力の変速比による変化を示したグラフである。これによると、変速比1.3:1付近が一番大きな狭圧力を必要としている。しかし、ローディングカムはトルクに比例した狭圧力を発生するため、実質的に

はこの1.3:1付近においてトルク伝達能力が低くなることを意味する。すなわち、他の変速比に比べ高いトラクション係数でないと他の変速比の場合と同様のトルクが伝達できない。

【0087】これに対して、この実施例の無段変速機では、入力ディスク1および出力ディスク2において、変速比が1:1~1.3:1となるパワーローラ3との接触範囲すなわちスピン量が多くて発熱する位置およびローディングカムの発生する狭圧力の関係からトルク伝達能力の低下する位置から小径側および大径側に向けて凹部の深さを減少させ、逆に言えば、変速比が1:1~1.3:1となるパワーローラ3との接触位置で凹部の深さを最大にしているため、油膜厚さが適切になり同接触位置での温度によるトラクションオイルの粘度低下が剪断率の増大でカバーされる。これにより、入力ディスク1および出力ディスク2の全体にわたって高いトラクション係数が確保される。また、上記実施例では、一般的な半頂角60°のハーフトロイダルについて説明したが、この半頂角の設定によって上記の最弱位置が変わってくるので、それに合わせた凹部の位置設定を当然行うこととなる。

【0088】図7は、ディスク転動面のさらに他の実施例を説明する図である。

【0089】図示のトロイダル型無段変速機では、入力ディスク1および出力ディスク2において、転動面1a, 2aの表面微細形状を回転軸A方向に異ならせており、とくに、入力ディスク1には、パワーローラ3との接触範囲のうちの大径側の円周領域P1に、凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けると共に、出力ディスク2には、パワーローラ3との接触範囲のうちの小径側の円周領域P2に、凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けている。

【0090】つまり、当該無段変速機では、図4に示す実施例で述べたように、LOW側からHIGH側への変速時において、入力ディスク1の大径側および出力ディスク2の小径側で周速が大きくなり、周速による油膜の増大が発生することから、最も周速が大きくなる部分すなわち上記各円周領域P1, P2に凹部を設けることで、入力ディスク1の大径側および出力ディスク2の小径側での周速による油膜の増大を防止する。

【0091】また、この実施例による無段変速機では、各円周領域P1, P2のみに凹部を設けており、それ以外の部分には凹部が無いことから、凹部を加工する範囲が最小限のものとなり、製造に関する時間や手間およびコストが節減されることとなり、しかも、とくに大径側および小径側の各端部においては、凹部によるひび割れが発生しにくいという優れた利点がある。

【0092】図8は、ディスク転動面のさらに他の実施例を説明する図である。

【0093】図示のトロイダル型無段変速機では、入力

ディスク1および出力ディスク2において、転動面1 a、2 aの表面微細形状を回転軸A方向に異ならせしており、とくに、変速比が1:1~1.3:1となるパワーローラ3との接触範囲に対応する円周領域P3、P4に、凹凸状の表面微細形状を形成する凹部を設けている。

【0094】つまり、当該無段変速機では、図5に示す実施例で述べたように、変速比が1:1付近の位置においてスピン量が最大となり、その位置では発熱により油の温度が上昇して粘度が低下することから、上記の円周領域P3、P4に凹部を設けることで、入力ディスク1および出力ディスク2のいずれにおいても温度によるトラクション係数の低下を防止する。変速比1.3:1付近ではローディングカムによる挟圧力との関係から低下するトルク伝達能力を凹部の付加によって補う。両者を考慮して1:1~1.3:1の範囲内に最弱部があるとして、その最弱部付近のみに凹部を付加することも可能である。

【0095】また、この実施例による無段変速機にあっても、凹部を設ける円周領域P3、P4を設定したことにより、図7に示す実施例と同様に、製造に関する時間や手間およびコストが節減されることとなり、大径側および小径側の各端部においては、凹部によるひび割れが発生しにくいという優れた利点がある。

【0096】なお、上記各実施例では、主に凹部の深さを変化させた場合を説明したが、凹部の密度あるいは深さと密度の両方を変化させても上記各実施例と同様の作用効果を得ることができる。また、入力ディスク1および出力ディスク2の片側に凹部を設けたり、両ディスク1、2に上記各実施例から選択した異なる構成を設けたりすることが可能である。さらに、表面微細形状は、金属接触による耐久性の低下が生じないように、使用条件を考慮して凹部の形状、深さあるいは密度等を設定するほか、トラクション係数が低下しやすい温度条件や変速比に対応して、粗さとの関係で一般に言われる膜厚比 λ を一定に保つように設定することも当然考えられる。特に高温時のトラクション係数の低下は大きく、その環境下で上記実施例を用いた高いトラクション係数の確保ができるような粗さ設定が有効である。

【0097】次に、ディスク1、2とパワーローラ3の双方の転動面1 a~3 aに表面微細形状を形成する凹凸を設けた場合について説明する。

【0098】この場合は、図1に示したようなパワーローラ3の転動面3 aへの実施と、図4に示したようなディスク1、2の転動面1 a、2 aへの実施とを同時に行い、各面に微細な凹凸を設けた場合であり、パワーローラ3の接触楕円内での面圧を考慮した油膜厚さの最適化およびディスク1、2の周速を考慮した油膜厚さの最適化を同時に図ることが可能であり、より油膜厚さを適切に維持することが可能で、耐久性を確保しつつ高いトラ

クション係数を維持できる。

【0099】これをディスク側について図5に示した実施例を適用すれば、パワーローラの接触楕円内での面圧を考慮した油膜厚さの最適化及び変速比に応じたディスクのスピンや挟圧力の影響を考慮した油膜厚さの最適化を同時に図ることが可能である。

【0100】また、常時ディスク1、2と接触して転動しているパワーローラ3の転動面3 aに凹部を設けることで、使用条件全般の油膜厚さの調整をある程度行い、細かい調整はディスク側に凹部を設けることで行うという使い方も可能である。この場合、接触部の両面に凹部があることから、凹部の深さは片面にのみある場合に比べて浅い状態で同様の効果を得ることができるので、凹部の深さによるひび割れに対してはより一層有利である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係わるトロイダル型無段変速機の一実施例を説明する片側省略の断面図(a)およびパワーローラの底面図(b)である。

【図2】理論接触位置からの距離と凹部の深さとの関係を示すグラフである。

【図3】パワーローラの理論接触位置を説明する断面図である。

【図4】本発明に係わるトロイダル型無段変速機の一実施例において、LOW側での各ディスクの周速の分布を示すグラフ(a)、LOWの状態の断面図(b)、HIGH側での各ディスクの周速の分布を示すグラフ(c)、およびHIGHの状態の断面図(d)である。

【図5】本発明に係わるトロイダル型無段変速機の他の実施例を示す断面図である。

【図6】変速比とスピン量との関係を示すグラフである。

【図7】本発明に係わるトロイダル型無段変速機のさらに他の実施例において、LOWの状態の断面図(a)、およびHIGHの状態の断面図(b)である。

【図8】本発明に係わるトロイダル型無段変速機のさらに他の実施例を示す断面図である。

【図9】変速比と必要挟圧力との関係を示すグラフである。

【図10】転動面の異なる表面形状を示す断面説明図(a)~(c)である。

【図11】図10に加えて転動面の異なる表面形状を示す断面説明図(a)および(b)である。

【図12】図11に加えて転動面の異なる表面形状を示す断面説明図(a)~(c)である。

【図13】ディスクの転動面の表面粗さ断面曲線を示すグラフである。

【図14】パワーローラの転動面の表面粗さ断面曲線を示すグラフである。

【図15】転動面における凹凸の深さ、ピッチおよび凹

部の割合を変化させた場合の表面粗さ断面曲線を示すグラフである。

【図16】同じく転動面における凹凸の深さ、ピッチおよび凹部の割合を変化させた場合の表面粗さ断面曲線を示すグラフである。

【図17】同じく転動面における凹凸の深さ、ピッチおよび凹部の割合を変化させた場合の表面粗さ断面曲線を示すグラフである。

【図18】同じく転動面における凹凸の深さ、ピッチおよび凹部の割合を変化させた場合の表面粗さ断面曲線を示すグラフである。

【図19】同じく転動面における凹凸の深さ、ピッチおよび凹部の割合を変化させた場合の表面粗さ断面曲線を示すグラフである。

【図20】同じく転動面における凹凸の深さ、ピッチおよび凹部の割合を変化させた場合の表面粗さ断面曲線を示すグラフである。

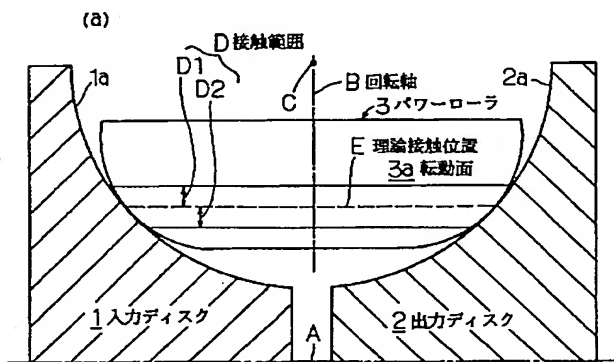
示すグラフである。

【図21】同じく転動面における凹凸の深さ、ピッチおよび凹部の割合を変化させた場合の表面粗さ断面曲線を示すグラフである。

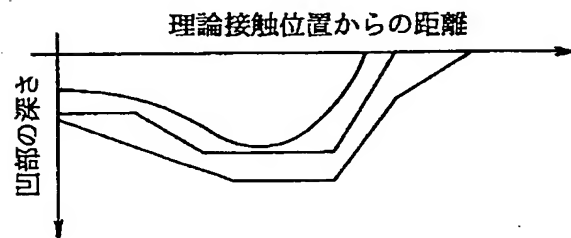
【符号の説明】

- 1 入力ディスク
- 1a 入力ディスクの転動面
- 2 出力ディスク
- 2a 出力ディスクの転動面
- 3 パワーローラ
- 3a パワーローラの転動面
- A 両ディスクの回転軸
- B パワーローラの回転軸
- D 接触範囲
- E 理論接触位置

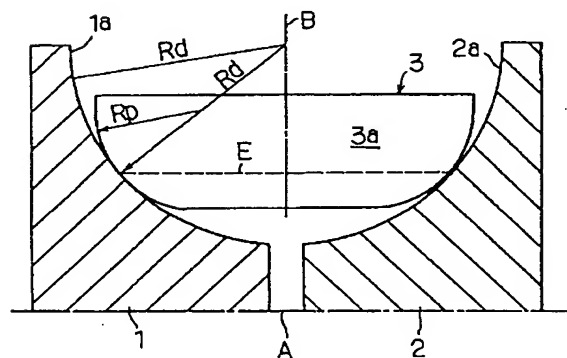
【図1】



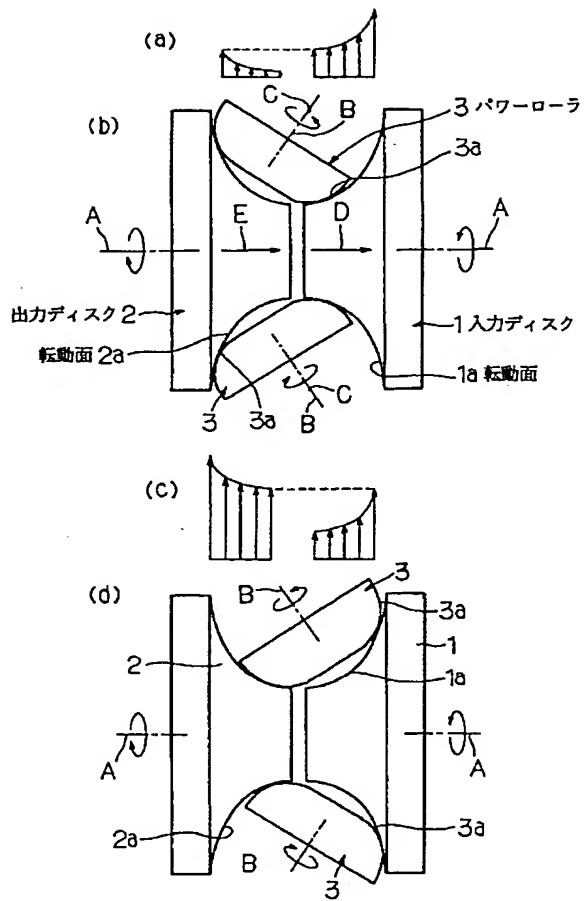
【図2】



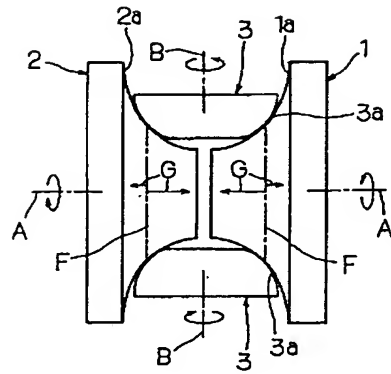
【図3】



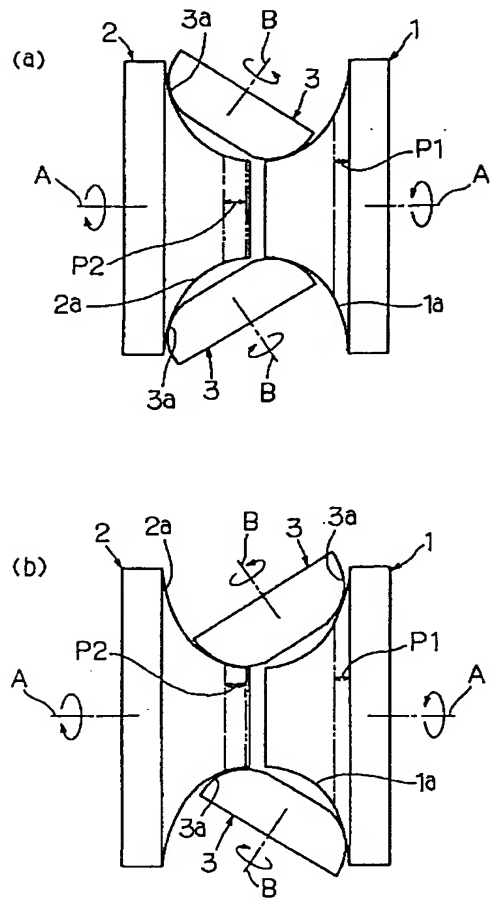
【図4】



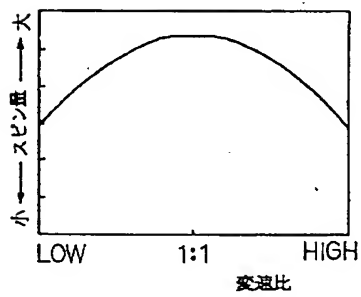
【図5】



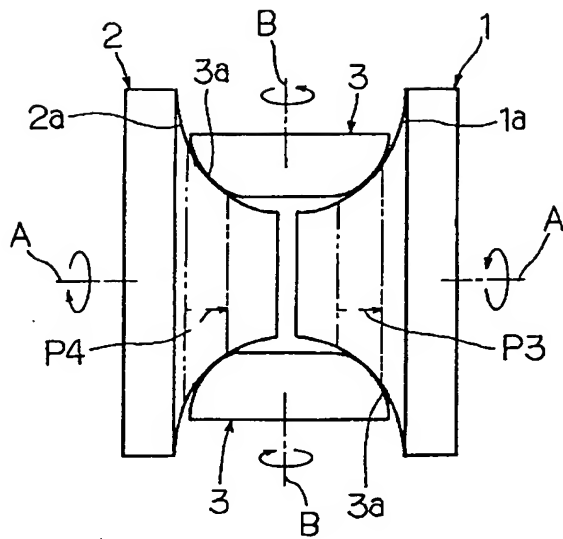
【図7】



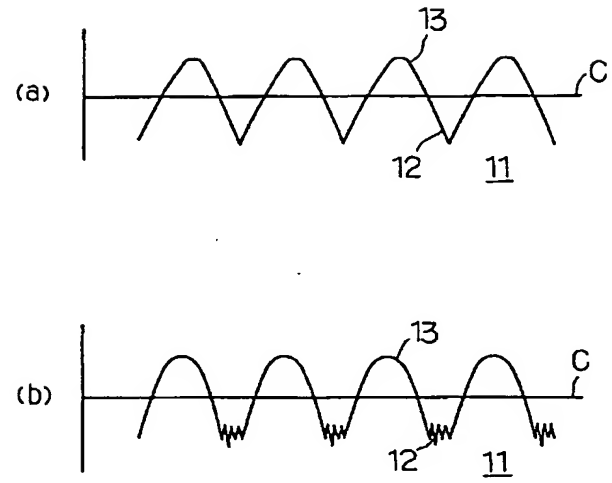
【図6】



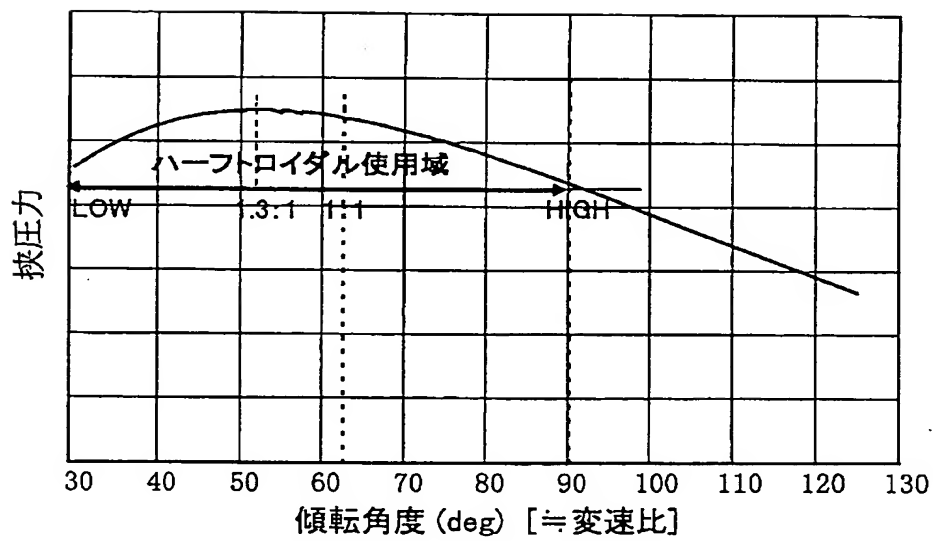
【図8】



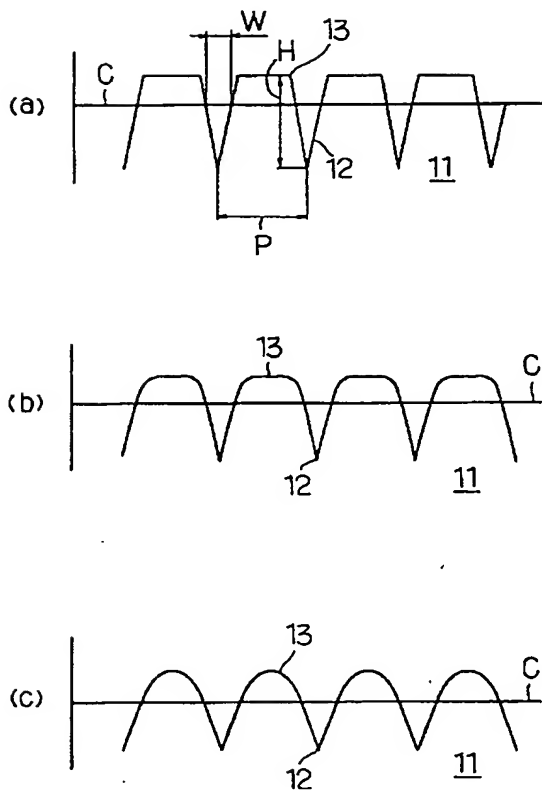
【図11】



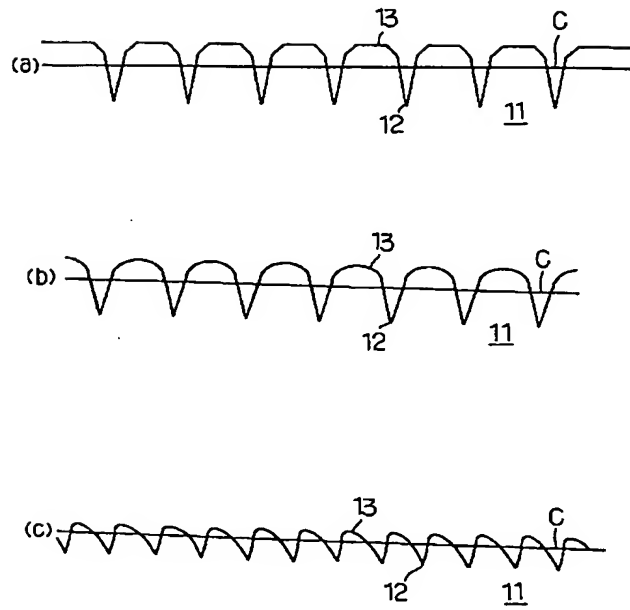
【図9】



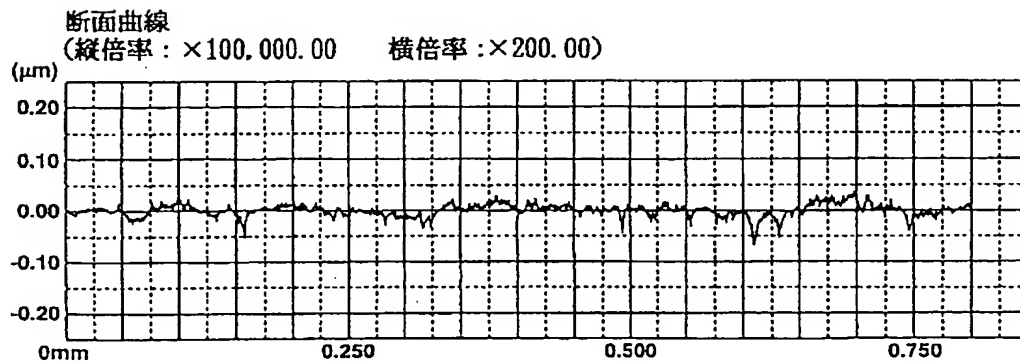
【図10】



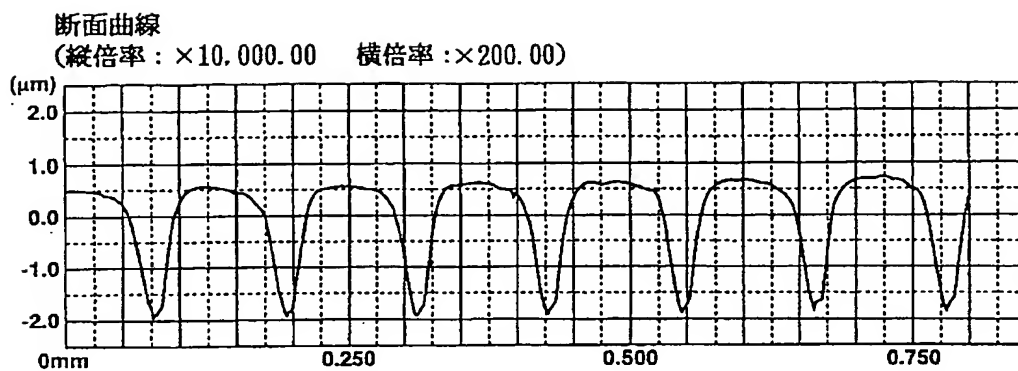
【図12】



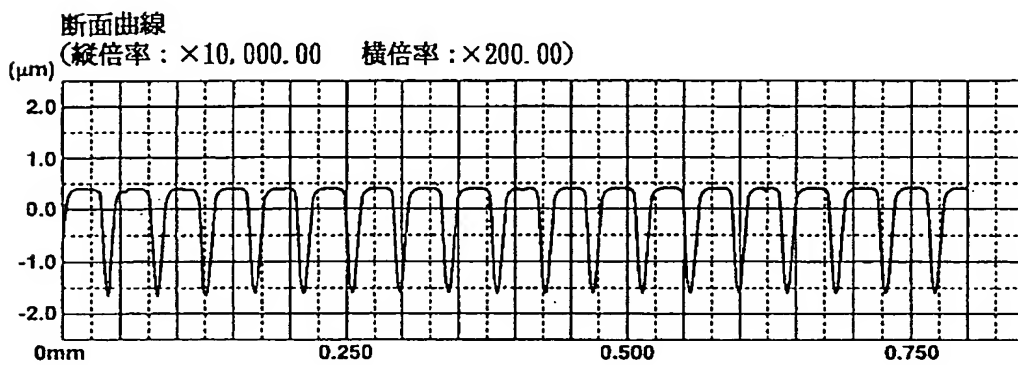
【図13】



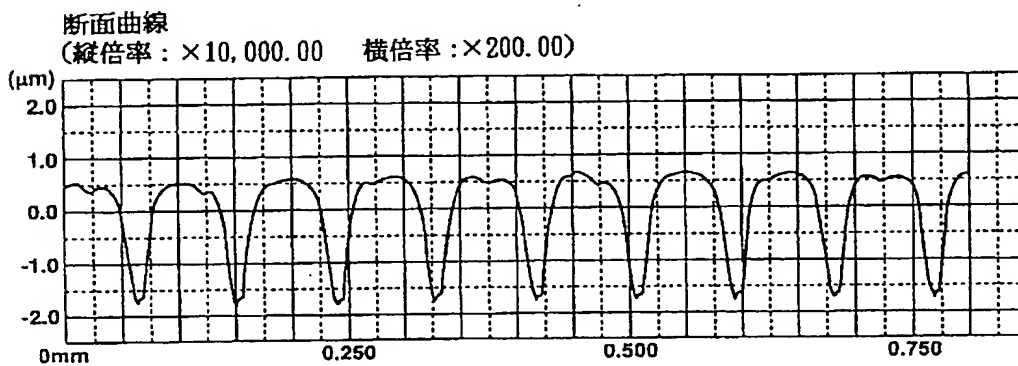
【図14】



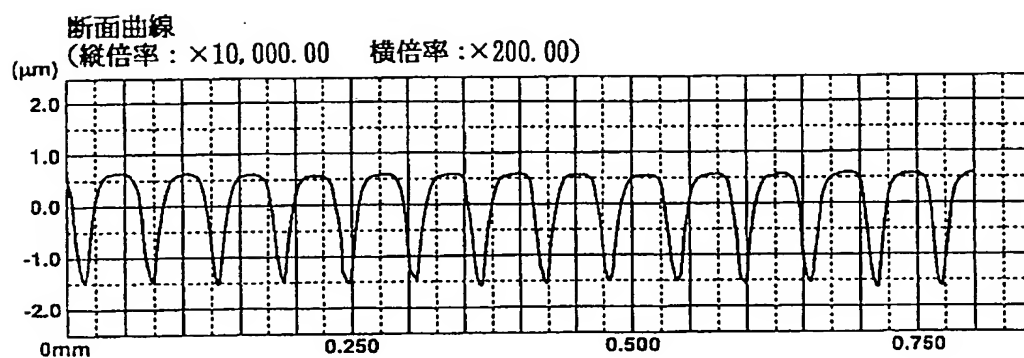
【図15】



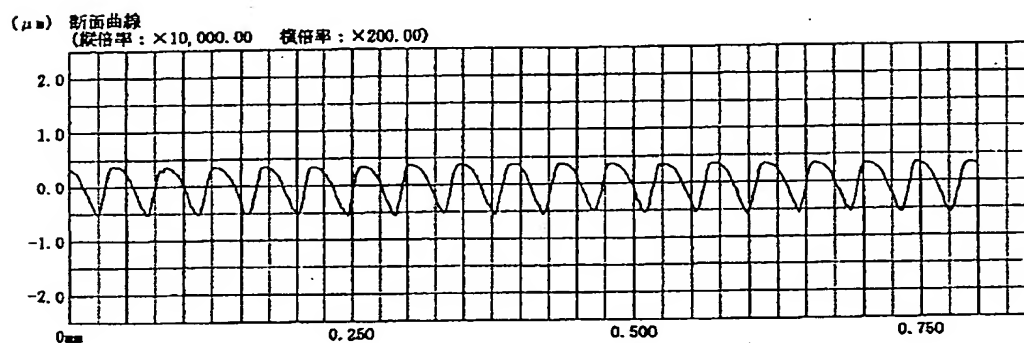
【図16】



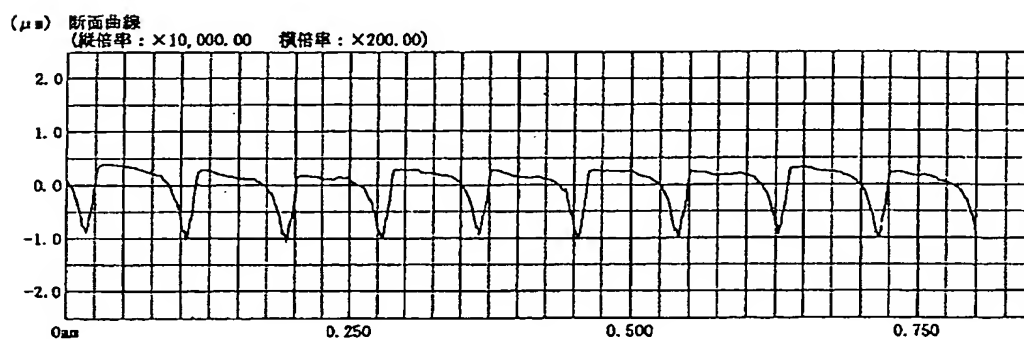
【図17】



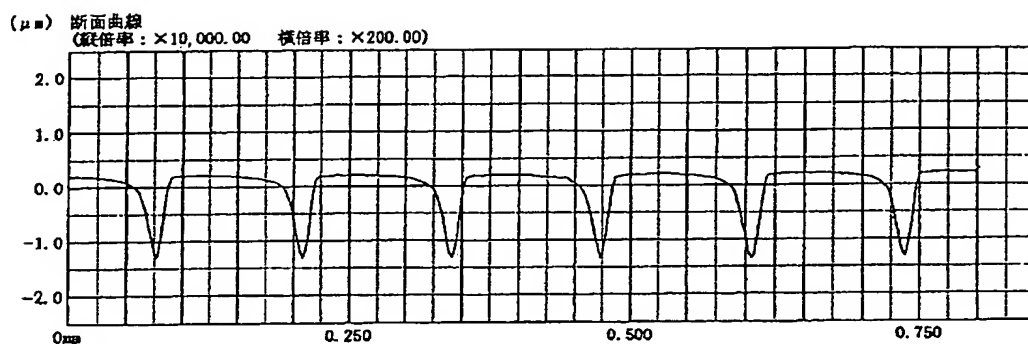
【図18】



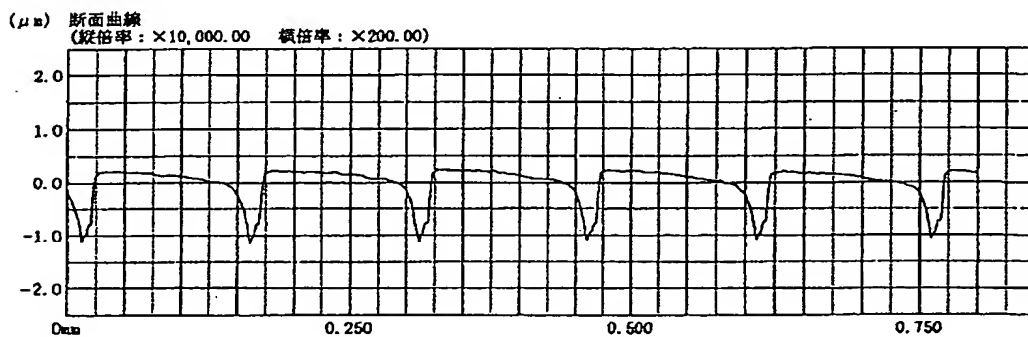
【図19】



【図20】



【図21】



フロントページの続き

(72)発明者 千葉 啓貴

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72)発明者 南部 俊和

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72)発明者 加納 眞

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

Fターム(参考) 3J051 AA03 BA03 BB01 BD02 BE09
CB06 EC03 EC07 EC08 ED12
FA02